

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-089456

(43)Date of publication of application : 07.04.1998

(51)Int.Cl.

F16H 61/08  
// F16H 59:38  
F16H 63:12

(21)Application number : 09-213590

(71)Applicant : VOLKSWAGEN AG <VW>

(22)Date of filing : 07.08.1997

(72)Inventor : HARALD LUDANEK  
CAPPELMANN BERND DIPL ING  
HAACK REINHOLD DIPL ING

(30)Priority

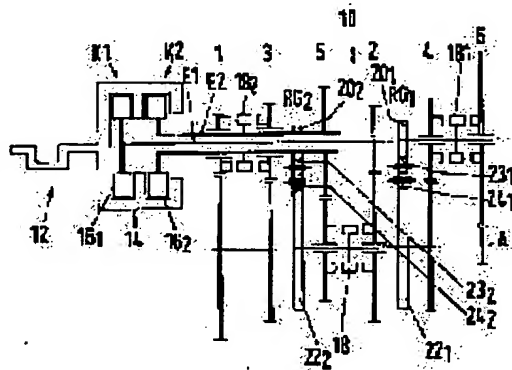
Priority number : 96 19631983 Priority date : 08.08.1996 Priority country : DE

### (54) SHIFT METHOD FOR TWIN CLUTCH TYPE TRANSMISSION, AND TWIN CLUTCH TYPE TRANSMISSION EQUIPPED WITH SYNCHRO-MESH

(57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To prevent a transmission from coming into a state of being locked, while both clutches are within the range of static friction.

**SOLUTION:** This transmission is so constituted that it is provided with two transmission input shafts E1, E2 and one transmission output shaft A, while each of friction clutches K1 and K2 is additionally installed in these transmission input shafts, and in a starting state, one side of both these clutches transmits engine torque in a static friction state and the other side clutch is opened. In this case, first of all, the free transmission input shaft on the other is brought into the synchronous revolution, and it is meshed with an intended gear. Revolution of at least one side clutch is adjusted to a value approximate to the synchronous revolution within the range of sliding friction till the torque to be transmitted is continuously shifted from one side clutch to the other side one.



### LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-89456

(43) 公開日 平成10年(1998) 4月7日

(51) Int.Cl.<sup>9</sup>

F 1 6 H 61/08

// F 1 6 H 59:38

63:12

識別記号

F I

F 1 6 H 61/08

審査請求 未請求 請求項の数27 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願平9-213590

(22) 出願日 平成9年(1997) 8月7日

(31) 優先権主張番号 1 9 6 3 1 9 8 3 : 8

(32) 優先日 1996年8月8日

(33) 優先権主張国 ドイツ (D E)

(71) 出願人 591037096

フォルクスワーゲン・アクチエンゲゼル  
シャフト

VOLKSWAGEN AKTIENGE  
SELLSCHAFT

ドイツ連邦共和国、38436 ウォルフスブ  
ルク (番地なし)

(72) 発明者 ハラルト・ルダネク

ドイツ連邦共和国、38547 カルベルラー、  
マイセンヴェーク、1

(74) 代理人 弁理士 江崎 光史 (外2名)

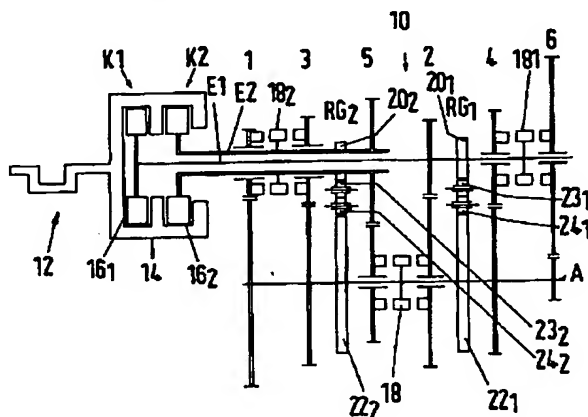
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ツインクラッチ式変速機のシフト方法および同期装置を備えたツインクラッチ式変速機

(57) 【要約】

【課題】 両クラッチが静止摩擦範囲内にあって変速機がロックする状態を防止する。

【解決手段】 本発明は、2本の変速機入力軸  $E_1$ 、 $E_2$  と1本の変速機出力軸  $A$  を備え、各々の変速機入力軸に摩擦クラッチ  $K_1$ 、 $K_2$  が付設され、出発状態で両クラッチの一方が静止摩擦状態でエンジントルクを伝達し、他方のクラッチが開放している、ツインクラッチ式変速機 10 をシフトするための方法に関する。本発明では、先ず最初に、他方の自由な変速機入力軸が同期回転数にもたらされ、意図するギヤが入れられる。伝達すべきトルクが一方のクラッチから他方のクラッチに連続的に移動するまで、少なくとも一方のクラッチの回転数が滑り摩擦範囲内の同期回転数の近くの値に調節される。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 2本の变速機入力軸 ( $E_1$ ,  $E_2$ ) と1本の变速機出力軸 (A) を備え、各々の变速機入力軸に摩擦クラッチ ( $K_1$ ,  $K_3$ ) が付設され、出発状態で両クラッチの一方が静止摩擦状態でエンジントルクを伝達し、他方のクラッチが開放している、ツインクラッチ式变速機 (10) をシフトするための方法において、

- 他の变速機軸が同期回転数にもたらされ、そして新しいギヤが入れられ、
- 一方のクラッチが、そのエンジン側半部の目標回転数のときに滑り限界で作動するように、スリップコントローラによって制御されて開放され、
- スリップコントローラによって滑り限界で運転される一方のクラッチがもはやトルクを伝達しなくなるまで、他方のクラッチが制御されて閉鎖され、
- そして、一方のクラッチが完全に開放され、それによって他方のクラッチだけがエンジン出力を伝達し、そして
- 元のギヤが実質的にトルクなしに外されることを特徴とする方法。

【請求項2】 2本の变速機入力軸 ( $E_1$ ,  $E_2$ ) と1本の变速機出力軸 (A) を備え、各々の变速機入力軸に摩擦クラッチ ( $K_1$ ,  $K_3$ ) が付設され、出発状態で両クラッチの一方が静止摩擦状態でエンジントルクを伝達し、他方のクラッチが開放している、ツインクラッチ式变速機 (10) をシフトするための方法において、

- 他の变速機軸が同期回転数にもたらされ、そして新しいギヤが入れられ、
- 他方のクラッチが、そのエンジン側半部の目標回転数のときに滑り限界で作動するように、スリップコントローラによって制御されて閉鎖され、
- スリップコントローラによって滑り限界で運転される他方のクラッチがエンジン出力と回転数によって生じるトルク全部を伝達するまで、一方のクラッチが制御されて開放され、
- そして、他方のクラッチが完全に閉鎖され、それによって他方のクラッチだけがエンジン出力を伝達し、そして
- 一方のクラッチが完全に開放するとき、元のギヤが実質的にトルクなしに外されることを特徴とする方法。

【請求項3】 その都度他方の自由な变速機入力軸の回転数が同期装置によってほぼ同期回転数まで加速または減速されることを特徴とする請求項1または2記載の方法。

【請求項4】 同期装置が自由な变速機入力軸 ( $E_1$ ,  $E_2$ ) を加速するために、变速機被駆動軸 (A) から必要なトルクを取り出すことを特徴とする請求項3記載の方法。

【請求項5】 同期装置が变速機被駆動軸 (A) を加速

すべき自由な变速機入力軸 ( $E_1$ ,  $E_2$ ) に連結し、その際それぞれ变速機入力軸に設けたツインクラッチ式变速機 (10) の最も低いギヤよりも低い変速比で連結することを特徴とする請求項4記載の方法。

【請求項6】 他方の自由な变速機入力軸の回転数がそれに所属するクラッチを操作することによって同期回転数まで加速されるかまたは再び制動されることを特徴とする請求項1または2記載の方法。

【請求項7】 出発状態で入っているツインクラッチ式变速機 (10) のギヤが、トルクを伝達しないときに外されることを特徴とする請求項1～6のいずれか一つに記載の方法。

【請求項8】 自由な变速機入力軸 ( $E_1$ ,  $E_2$ ) を制動するために、摩擦ブレーキが使用されることを特徴とする請求項3記載の方法。

【請求項9】 変速するための液圧式操作装置が圧力調整しないで液圧操作されることを特徴とする請求項1～8のいずれか一つに記載の方法。

【請求項10】 ツインクラッチ式变速機 (10) を駆動する内燃機関の出力制御要素が、ギヤシフトの間影響を受けないままであることを特徴とする請求項1～9のいずれか一つに記載の方法。

【請求項11】 請求項1記載の方法において、

- 一方のクラッチで生じるスリップの徴候から、車両の牽引走行または惰性走行が推定され、
- 牽引走行中のシフトアップのときの目標回転数が、一方の变速機入力軸の同期回転数と所定のスリップ回転数の合計として定められ、
- 牽引走行中のシフトダウンのときの目標回転数が、他方の变速機入力軸の同期回転数と所定のスリップ回転数の合計として定められ、
- 惰性走行中のシフトアップのときの目標回転数が、他方の变速機入力軸の同期回転数から所定のスリップ回転数を差し引いた値として定められ、
- 惰性走行中のシフトダウンのときの目標回転数が、一方の变速機入力軸の同期回転数から所定のスリップ回転数を差し引いた値として定められることを特徴とする方法。

【請求項12】 請求項2記載の方法において、

- 一方のクラッチで生じるスリップの徴候から、車両の牽引走行または惰性走行が推定され、
- 牽引走行中のシフトアップのときの他方のクラッチの目標回転数が、一方の变速機入力軸の同期回転数と所定のスリップ回転数の合計として定められ、
- 牽引走行中のシフトダウンのときの他方のクラッチの目標回転数が、他方の变速機入力軸の同期回転数と所定のスリップ回転数の合計として定められ、
- 惰性走行中のシフトアップのときの他方のクラッチの目標回転数が、他方の变速機入力軸の同期回転数から所定のスリップ回転数を差し引いた値として定められ、

— 惰性走行中のシフトダウンのときの他方のクラッチの目標回転数が、一方の変速機入力軸の同期回転数から所定のスリップ回転数を差し引いた値として定められることを特徴とする方法。

【請求項13】 スリップコントローラによる制御されるクラッチの操作が、制御されないクラッチの調節よりも遅く開始されことを特徴とする請求項11または12記載の方法。

【請求項14】 シフトアップの準備のために、第1の段階で、入れるべき高いギヤの自由回転変速機入力軸の回転数が少なくとも同期回転数まで上昇するように、高いギヤのクラッチが閉鎖され、同期回転数に達したときに高いギヤが入れられることを特徴とする請求項11または12記載の方法。

【請求項15】 シフトすべき他の変速機入力軸の同期回転数を先ず最初に上回り、高いギヤの同期回転数を上回るときのクラッチが完全に開放し、変速機入力軸が徐々に停止するときに高いギヤが同期回転数で入れられることを特徴とする請求項14記載の方法。

【請求項16】 自由回転する他方の変速機入力軸が高いギヤの同期回転数を上回った後で摩擦手段によって制動されることを特徴とする請求項15記載の方法。

【請求項17】 惰性走行中シフトダウンする際に、自由回転する他方の変速機入力軸の回転数がそれに所属するクラッチを操作した後、エンジンの回転数を相応して高めることによって、同期回転数まで加速し、同期回転数に達したときに低い目標ギヤが入れられることを特徴とする請求項6記載の方法。

【請求項18】 牽引走行中シフトダウンする際に、他方のクラッチ、すなわち目標ギヤのクラッチを閉じた後で、一方のクラッチ、すなわち出発ギヤのクラッチが開放した状態で自由な変速機入力軸の回転数が同期回転数に達するときに、新しいギヤが入れられることを特徴とする請求項11または12記載の方法。

【請求項19】 惰性走行中シフトダウンを準備するために、第2の段階で、入れるべき低いギヤ、すなわち目標ギヤの自由回転する変速機入力軸の回転数が、自由回転する軸に設けられ軸の最も低いギヤに付設された同期リングを操作することによって、少なくとも同期回転数まで高められることを特徴とする請求項3記載の方法。

【請求項20】 2本の変速機入力軸 ( $E_1$ 、 $E_2$ ) と1本の変速機出力軸 (A) を備えた、請求項1～19のいずれか一つに記載のシフト方法に従って運転されるツインクラッチ式変速機 (10) において、同期装置 ( $20_1$ 、 $23_1$ 、 $24_1$ 、 $22_1$ ； $20_2$ 、 $23_2$ 、 $24_2$ 、 $22_2$ ) が設けられ、この同期装置が同期化するためにその都度自由に回転する変速機入力軸を変速機被駆動軸 (A) に連結することができることを特徴とするツインクラッチ式変速機。

【請求項21】 同期装置が摩擦ホイール機構を含んで

いることを特徴とする請求項20記載のツインクラッチ式変速機。

【請求項22】 摩擦ホイール機構が次の摩擦ホイール、すなわち

— 同期すべき変速機入力軸に設けられた摩擦ホイール ( $20_1$ 、 $20_2$ ) と

— 変速機被駆動軸 (A) に設けられた摩擦ホイール ( $22_1$ 、 $22_2$ ) と

— 揺動可能な支持体に設けられ、他の両ホイールを摩擦連結する位置に揺動可能である一対のホイール ( $23_1$ 、 $24_1$ ； $23_2$ 、 $24_2$ ) と

を備えていることを特徴とする請求項21記載のツインクラッチ式変速機。

【請求項23】 摩擦ホイール機構が変速機被駆動軸 (A) とその都度自由回転する変速機入力軸 ( $E_1$ ； $E_2$ ) の間で変速し、この変速比がその都度変速機入力軸上の最も低いギヤの変速比よりも小さいことを特徴とする請求項22記載のツインクラッチ式変速機。

【請求項24】 それぞれ4個のホイールを備えた2個の摩擦ホイール機構が設けられ、この摩擦ホイール機構のうちの一方が変速機入力軸 ( $E_1$ ； $E_2$ ) と変速機被駆動軸 (A) の間に配置され、他方が他の変速機入力軸 ( $E_1$ ； $E_2$ ) と変速機被駆動軸 (A) の間に配置されていることを特徴とする請求項23記載のツインクラッチ式変速機。

【請求項25】 同期装置が更に摩擦ブレーキを含んでいることを特徴とする請求項20記載のツインクラッチ式変速機。

【請求項26】 摩擦ホイール機構が次の摩擦ホイール、すなわち

— 同期すべき変速機入力軸に設けられた摩擦ホイール ( $20_1$ 、 $20_2$ ) と

— 軸 (32) に設けられ、後退ギヤに所属する回転方向を逆転するピニオン (30) に連結された摩擦ホイール ( $25_1$ 、 $25_2$ ) と

— 揺動可能な支持体に設けられ、他の両ホイールを摩擦連結する位置に揺動可能である一対のホイール ( $23_1$ 、 $23_2$ ) と

を備えていることを特徴とする請求項21記載のツインクラッチ式変速機。

【請求項27】 軸 (32) 上に2個の摩擦ホイール ( $25_1$ 、 $25_2$ ) またはローラ状の1個の摩擦ホイールが設けられ、それぞれ同期すべき変速機入力軸 ( $E_1$ ； $E_2$ ) に設けられた2個の摩擦ホイール ( $20_1$ 、 $20_2$ ) が、互いに同軸に設けられ支持体に揺動可能に支承された一対のホイール ( $23_1$ 、 $23_2$ ) を介してあるいは1個の円筒状の摩擦ホイールを介して連結可能であることを特徴とする請求項26記載のツインクラッチ式変速機。

【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、2本の变速機入力軸と1本の变速機出力軸を備え、各々の变速機入力軸に摩擦クラッチが付設され、出発状態で両クラッチの一方が静止摩擦状態でエンジントルクを伝達し、他方のクラッチが開放している、ツインクラッチ式变速機をシフトするための方法に関する。

【0002】本発明は更に、2本の变速機入力軸と1本の变速機出力軸を備えた、本発明によるシフト方法に従って運転するためのツインクラッチ式变速機に関する。

## 【0003】

【従来の技術】自動車で多く使用されている手動变速機は簡単で頑丈であるがしかし、シフトのときに牽引力が中断されるといふ欠点がある。乗用車において、従来の手動变速機は通常は、ボルグワーナーシステムによるシングルコーン同期装置を備えている。

【0004】慣用の自動变速機はシフトのときに牽引力の中断が避けられるがしかし、特にスタートのために流体力学的コンバータ（フェッティングークラッチ）を必要とするため、効率が悪い。更に、自動变速機は重量が重い。そこで、従来の变速機を自動的にかつ特に負荷下でシフトすることが試みられた。

【0005】パワーシフト变速機には、PDKタイプのツインクラッチ式变速機（ボルシェーツインクラッチ式变速機）がある。この变速機は、共通の1本の变速機被駆動軸で作動する2本の变速機入力軸を備えた变速機である。この場合通常は、両变速機入力軸は互いに同軸に配置されている。一方の变速機入力軸上には通常は、偶数の段のギヤのための歯車があり、他方の变速機入力軸上には奇数の段のギヤのための歯車が設けられている。両变速機入力軸はそれぞれ、固有の独立したクラッチを介して、滑り摩擦または静止摩擦で内燃機関（エンジン）に連結可能である。

【0006】これにより、牽引力を中断しないで変速を行うことができる。それによって、良好な効率を有する自動变速機を理論的に構成することができる。しかし、従来の同期リングを続けて使用する必要がある。自動的に操作されるツインクラッチ式变速機の構造の場合には、このような变速機の制御と調整が複雑であり、期待される快適性が得られないことが判った。経験により、普通の同期リングによって自動的にシフトされる变速機は、予想されなかった重大な問題をもたらすことが判った。特に液圧操作時に発生する力と速度が原因で、事情によっては、同期装置が作動しなくなることがある。

【0007】従って、圧力を調節して液圧操作装置を作動させる努力がなされた。そのために、自動車的大量生産には受入れられないほど多大のコストが必要であった。シングルスタートクラッチを備えた他のパワーシフト变速機は補助クラッチを使用する。この補助クラッチは最も高いギヤに配置しなければならない。それによ

て、シフトアップの際に、フィラトルク（充填トルク）が発生することができ、このフィラトルクはいかなる任意のギヤシフトの場合でも、牽引力中断を最小にするよう補助する。

【0008】液圧操作の際に従来のロック型同期リングをシフトするときの上記問題を解決するために、变速機全体のための中央の同期装置が知られている。この中央同期装置の場合には、例えば变速機被駆動軸を制動または駆動することができるよう、中央の同期ユニットが配置されている。そのために、付加的な機械式、液圧式または電気式駆動装置が必要である。これは普通の乗用車構造の場合には過度のコストおよび重量につながる。

【0009】变速機入力軸の回転数適合を内燃機関の制御装置によって行うエンジン制御方式が開発された。その際の大きな質量およびそれに伴って生じる大きな慣性のために、このような方式は不利である。更に、無能であるという印象を運転者が受ける。例えば下り坂の走行の際にシフトダウンするときに生じるエンジン回転数の上昇は、不慣れた運転者をびっくりさせる。

【0010】従来の同期操作の他の欠点は、それぞれの变速機入力軸を加速または制動するために、变速機出力軸ひいては車両に作用するトルクが必要であることである。乗用車にとって必要とされるように、同期操作を迅速に行うと（1/2秒）、非常に強い車両反動が生じる。なぜなら、同期を行うときに同期トルクが急激に弱まり、それによって生じる大きなトルク変動が運転者に大きなショックとして感じられるからである。このような不快感を避けるために、操作要素が液圧で作動する自動式マニュアル变速機の場合には、上述のように調整された圧力が用いられる。

【0011】自動シフト式の公知の变速機、電子同期型变速機またはパワーシフト式变速機の場合には、ばね機構によってギヤの外しが行われる。ギヤはそれぞれのドッグ歯のアンダーカットによって、かみ合った位置に保持される。それぞれのギヤで伝達されるトルクが小さいと、所定のトルクを下回るときに、ばね力がシフトドッグ（スライドスリーブ）を押し出す。この方法の場合、ギヤを外すときにトルクが零にならないという欠点、すなわち不快感を伴うトルクの急上昇を生じるという欠点がある。更に、或る運転の場合、变速機が作動しなくなることがある。更に、上述のパワーシフト式变速機の場合には慣性走行中のシフトアップは、エンジン管理を行わないときは不可能である。すなわち、負のエンジントルクが少なくとも零まで高まる。これは既に述べた運転者の主観的な欠点と同時に生じる。というのは運転者がエンジンのいろいろな反動を理解できず、疑わしい場合には危険感情が増大するからである。

## 【0012】

【発明が解決しようとする課題】そこで、本発明の根拠をなす課題は、それぞれの内燃機関の出力調整要素を作

用させないで機能し（エンジン管理なし）、クラッチを完全に切ったときに、全くショックのないようにギヤを外することができる、ツインクラッチ式変速機をシフトするための方法と、本発明によるこの方法に従って運転するためのツインクラッチ式変速機を提供することである。

【0013】これにより、従来の機械式同期装置の快適性および機能を妨害する作用が回避される。更に、従来の同期リングのために必要なスペースを節約し、慣性モーメントを低減すべきである。ギヤを入れるために、場合によって必要である操作装置の液圧装置は、圧力を調整しないで運転できるようにすべきである。

【0014】

【課題を解決するための手段】この課題の解決策は冒頭に述べた方法において、

- 他の変速機軸が同期回転数にもたらされ、そして新しいギヤが入れられ、
- 一方のクラッチが、そのエンジン側半部の目標回転数のときに滑り限界で作動するように、スリップコントローラによって制御されて開放され、
- スリップコントローラによって滑り限界で運転される一方のクラッチがもはやトルクを伝達しなくなるまで、他方のクラッチが制御されて閉鎖され、
- そして、一方のクラッチが完全に開放され、それによって他方のクラッチだけがエンジン出力を伝達し、そして
- 元のギヤが実質的にトルクなしに外されることを特徴とするかあるいは、
- 他の変速機軸が同期回転数にもたらされ、そして新しいギヤが入れられ、
- 他方のクラッチが、そのエンジン側半部の目標回転数のときに滑り限界で作動するように、スリップコントローラによって制御されて閉鎖され、
- スリップコントローラによって滑り限界で運転される他方のクラッチがエンジン出力と回転数によって生じるトルク全部を伝達するまで、一方のクラッチが制御されて開放され、
- そして、他方のクラッチが完全に閉鎖され、それによって他方のクラッチだけがエンジン出力を伝達し、そして
- 一方のクラッチが完全に開放するとき、元のギヤが実質的にトルクなしに外されることを特徴とする。その際、両解決策は権利的に同一である。

【0015】装置の部分に関して、本発明は、同期装置が設けられ、この同期装置が同期のためにその都度自由に回転する変速機入力軸、すなわち入れるギヤの変速機入力軸を変速機被駆動軸に連結することができることを特徴とする。その際、同期装置は特に摩擦ホイール機構の形に形成され、この摩擦ホイール機構は次の摩擦ホイール、すなわち

— 同期すべき変速機入力軸に設けられた摩擦ホイール

- 変速機被駆動軸に設けられた摩擦ホイールと、
- 揺動可能な支持体に設けられ、他の両ホイールを摩擦連結する位置に揺動可能である一対のホイールとを備えている。

【0016】その際特に、摩擦ホイール機構の変速比、すなわち変速機入力軸に対する変速機出力軸の変速比は好ましくは、その都度変速機入力軸に設けられた最も低いギヤよりも小さい（最も低いギヤよりも入力軸回転数が高い）。その代わりに、揺動可能な支持体に設けられた対の歯車の一方を省略することができ、その代わりに他の連結摩擦ホイールが被駆動軸に配置されないで、後退ギヤの回転方向を逆転するピニオンを支持する軸に配置される。

【0017】本発明の好ましい他の実施形は従属請求項に記載してある。本願の専門用語において、“一方の”変速機入力軸とはその都度、ギアシフトを行う時点で負荷を伝達する軸、すなわちトルクを案内する軸であると理解される。“他方の”変速機入力軸とはその都度、シフトすべきギヤを支持する、先ず最初は自由に回転する軸であると理解される。従って、この軸はこの明細書で“自由な”変速機入力軸と呼ぶこともある。

【0018】本発明による方法は、自由な他の変速機入力軸が先ず最初に適切な手段によって同期回転数にもたらされるので、ギヤを入れることができることを前提としている。その際、従属請求項に従って、自由な変速機入力軸の同期回転数を達成するためにいろいろな方法が考えられる。装置の請求項に記載しているような本発明による同期補助部材はその一例である。他の変速機入力軸のクラッチの巧みな制御によっても、同期回転数を達成することができ、ギヤを入れることができる。

【0019】この共通した方法段階のほかに、請求項1、2に記載した代替的な他の方法段階は、伝達すべきトルクを一方のクラッチから他方のクラッチに“移動させる”ために役立つ。その際、両クラッチが静止摩擦状態になることがなく、変速機をロックする異なる符号のモーメントを伝達することがない。この理由から本発明では、少なくとも一つのクラッチの回転数が滑り摩擦範囲内の同期回転数の近くの値に調節される。その際、本発明に従い、請求項11、12では特に、目標回転数を回転数コントローラに設定するかあるいは対応するクラッチのための目標回転数を設定する。この目標回転数は同期回転数と所定のスリップ回転数を加算したものであるかまたは同期回転数から所定のスリップ回転数を引算したものである。これにより、制御されるクラッチは滑り摩擦状態にあり、それによって変速機のロックを確実に防止することができる。

【0020】本発明では特に、車両の運転状態、すなわち牽引走行または惰性走行と、行われるシフト、すなわ

ちシフトアップまたはシフトダウンを考慮することによって、クラッチのエンジン側半部の目標回転数を測定する。請求項1に記載された本発明による方法のための第

1の基本解決策の場合には、請求項11に従って、目標回転数が車両の運転状態とシフト方法に依存して、次の表に定められているように決定される。

車両の運転 状態	シフト状態	一方のクラッチのスリップ回転数コントローラ のための目標回転数
牽引走行	シフトアップ	一方の変速機入力軸の同期回転数 + スリッ プ
牽引走行	シフトダウン	他方の変速機入力軸の同期回転数 + スリッ プ
惰性走行	シフトアップ	他方の変速機入力軸の同期回転数 - スリッ プ
惰性走行	シフトダウン	一方の変速機入力軸の同期回転数 - スリッ プ

一方のクラッチではなく、そのときまで自由な軸に付設された“他方の”クラッチが制御される、本発明による

方法の第2の実施形の場合には同様に、目標回転数が次の表に定められているように決定される。

車両の運転 状態	シフト状態	他方のクラッチの回転数コントローラのための 目標回転数
牽引走行	シフトアップ	一方の変速機入力軸の同期回転数 + スリッ プ
牽引走行	シフトダウン	他方の変速機入力軸の同期回転数 + スリッ プ
惰性走行	シフトアップ	他方の変速機入力軸の同期回転数 - スリッ プ
惰性走行	シフトダウン	一方の変速機入力軸の同期回転数 - スリッ プ

その際、表内で、スリップとは所定の回転数差であると理解される。この回転数差の絶対値は例えば50回転/分である。その際、目標回転数は常にクラッチのエンジン側の半部の回転数である。

【0021】本発明による方法の場合には全体として3つの相違点がある。従って、全体として8つの異なるケースがある。まず最初に、出発ギヤのクラッチ、すなわち本願の専門用語では“一方の”クラッチが制御されるかあるいは請求項2に従って目標ギヤのクラッチ、すなわち本願の専門用語では“他方の”クラッチが制御されるかである。そして、車両が惰性走行状態であるかあるいは牽引走行状態であるか、すなわちエンジンがエンジンプレーキとして作用している（負のトルク）かあるい

は車両を駆動している（正のトルク）かである。最後に、ギヤシフトが低いギヤから高いギヤに行われる（シフトアップ）かあるいは高いギヤから低いギヤに行われる（シフトダウン）かである。従って、異なるケースは、両方法の各々について、すなわち、クラッチが制御されるクラッチとして動作するかどうかとは関係なく生じる。

【0022】本発明による方法を実施する場合、シフト状態“シフトアップ”は牽引走行でも惰性走行でも問題がない。自由な変速機入力軸、すなわち目標ギヤを支持する軸は、不所望な場合には、停止状態から同期回転数まで加速しなければならない。この同期回転数はいかなる場合でも、瞬時のエンジン回転数よりも低い。従っ



て、付設された“他方の”クラッチの適切な制御によって、いかなる場合でも、目標ギヤを入れることを可能にする同期回転数が達成可能である。

【0023】シフト態様“シフトダウン”の場合には、その都度の目標ギヤの自由な変速機入力軸が、車両を駆動するエンジンの瞬時の回転数よりも高い回転数まで加速すべきである。本発明では、そのために、加速のために必要なトルクを変速機軸から取り出す、変速手段の形をした同期補助部材が用いられるかあるいは両クラッチを巧みに制御することにより、フライホイールとエンジンの回転するすべての部品に蓄えられるエネルギーが自由な変速機入力軸の高い回転数に変換される。

【0024】最後に述べた方法特徴は、惰性走行中のシフトダウンの際には適用不可能である。エンジンの制動作用は自由な変速機入力軸の十分な加速を妨げる。自由な変速機入力軸は巧みなクラッチ制御または調節にだけでは、必要な同期回転数に加速することができない。本発明では、この操作方法のために、付加的に設けた同期補助部材を用いることができる。他の方法は、自由な変速機入力軸に付設されたクラッチ（“他方の”クラッチ）を閉鎖した後、エンジン管理によって、それまで駆動されていたエンジンの回転数を上昇させ、自由な変速機入力軸を加速することにある。この操作方法是、エンジンと変速機を完全に分離するために、一方のクラッチ（出発ギヤのクラッチ）が開放しているという前提条件が不利であり、エンジンの急激な回転数上昇が精神的に不利である。この後者は、運転方法“惰性走行時のシフトダウン”が一般的に下り坂を走行するときに発生し、その際エンジンの急激な回転数上昇が不安定になることによる。

【0025】本発明による方法と本発明による装置が、いろいろな理由から、例えばエンジン制御全体を簡単するために所望されるようにエンジン管理を行わない場合には、本発明に従って設けられた同期補助部材が惰性走行中のシフトダウンのために必要である。本発明の一般的な目的設定が従来の同期リングを使用しなくて済むツインクラッチ式変速機を提供することであるが、本発明の他の実施形の場合には、両変速機入力軸の各々の最も低いギヤの歯車が従来の同期装置を備えている。この同期装置は同じ変速機入力軸上の他のギヤのために同期補助部材として使用される。これにより、例えば6速の変速機を構成することができる。この変速機は第1のギヤと第2のギヤだけが従来の同期リングを備えている。

【0026】シフトアップの際に、入れられるギヤの準備、すなわち自由な変速機入力軸の同期回転数の発生を方法段階の前に行うことができ、従って両クラッチの開閉が一方の軸から他方の軸にエンジントルクを移動させるためにのみ役立つが、請求項1、2に記載した方法特徴は、シフトダウン時に時間的にオーバーラップさせることできる。すなわち、一部が同時に進行する。これは

特に、低いギヤの自由な変速機入力軸を他方のクラッチの閉鎖によって加速する場合である。

【0027】自由な変速機入力軸は一般的に最初に同期回転数まで加速しなければならないが、同期回転数を超えて高い回転数まで加速し、変速機入力軸が“徐々に停止する”際にギヤを入れる場合が考えられる。この過程は、変速機入力軸を同期回転数まで制動低下するために、付加的な摩擦手段等を設けることによって加速することが可能である。

【0028】

【発明の実施の形態】図に基づいて本発明を詳しく説明する。図1は本発明によるツインクラッチ式変速機10を概略的に示している。この変速機は内燃機関によって駆動される。内燃機関はそのクランク軸12によって象徴的に示してある。2個のクラッチ $K_1$ 、 $K_2$ は共通の外側のクラッチケーシング14を備え、同心的に並べて配置されている。このクラッチの各々の摩擦板16<sub>1</sub>、16<sub>2</sub>には、一方の（第1の）変速機入力軸 $E_1$ と他方の（第2の）変速機入力軸 $E_2$ が連結されている。変速機入力軸 $E_2$ は中空軸として形成され、変速機入力軸 $E_1$ を取り囲んでいる。

【0029】個々のギヤは全部で6個つの歯車対1～6によって示してある。ギヤ5、2の駆動歯車はそれぞれの変速機入力軸に固定連結され、ギヤ1、3、4、6の駆動歯車はニードルベアリングで軸受された遊び歯車として形成されている。この遊び歯車はスライドスリーブ18<sub>1</sub>、18<sub>2</sub>を介して爪によって操作可能である。変速機出力軸Aは全部で6個の被駆動歯車を支持している。この場合、ギヤ5、2の被駆動歯車は遊び歯車として形成され、スライドスリーブ18<sub>A</sub>を介して切換え可能である。ギヤ1、3、4、6の被駆動歯車は変速機出力軸Aに固定連結されている。

【0030】第1のギヤ（第1速）では、閉じたクラッチ $K_2$ 、変速機入力軸 $E_2$ 、スライドスリーブ18<sub>2</sub>、第1のギヤの駆動歯車を介して、変速機出力軸A上の第1のギヤの被駆動歯車に力が伝わる。クラッチ $K_2$ をつなぎ、スライドスリーブ18<sub>2</sub>を右側に摺動させると、第3のギヤが入る。クラッチ $K_2$ をつなぎ、スライドスリーブ18<sub>A</sub>が左側位置にあると、第5のギヤが入る。

【0031】同様に、クラッチ $K_1$ をつなぎ、クラッチ $K_2$ を開放すると、スライドスリーブ18<sub>1</sub>、18<sub>2</sub>、18<sub>A</sub>の位置に応じて第2、4、6のギヤが入る。特許請求の範囲の文言によれば、出発状態でエンジン出力を伝達するクラッチ、すなわちほぼつながった状態のクラッチ、すなわち静止摩擦状態のクラッチは、“一方の”クラッチであり、目標ギヤに所属するクラッチはその都度“他方の”クラッチである。考えられるいろいろなギヤシフト操作については、次に図2～9に基づいて説明する。

【0032】その際、図示すべてについて、次の原理的



な考察が当てはまる。ツインクラッチ式変速機の場合、ギヤを入れると、両クラッチがかみ合うことができる。その際常に一方のクラッチだけが静止摩擦状態であり、

- 一方のクラッチが静止摩擦状態であり、他方のクラッチが滑り摩擦状態であるかあるいは、
- 両クラッチが滑り摩擦状態であるときには、許容運転状態である。

【0033】個々のクラッチについては次のことが当てはまる：

- 一方のクラッチが滑り摩擦状態であり、エンジン回転数が変速機入力軸回転数よりも高いと、正のトルク（車両を駆動するトルク）が変速機入力軸に供給される。
- 一方のクラッチが滑り摩擦状態であり、エンジン回転数が変速機入力軸回転数よりも低いと、負のトルク（車両を制動するトルク）が変速機入力軸に供給される。

【0034】ツインクラッチ式変速機の両クラッチが滑り摩擦状態にある場合には次のことが当てはまる：

- エンジン回転数が低いギヤの変速機入力回転数よりも高いと、両変速機入力軸は正のトルクを伝達する。
- エンジン回転数が高いギヤの変速機入力回転数よりも低いと、両変速機入力軸は負のトルクを伝達する。

【0035】— 低いギヤが静止摩擦状態であると、高いギヤは正のトルクを伝達する。その際、低いギヤは常に変速機入力回転数の高いギヤである。図2～5の場合、目標ギヤ、すなわちシフトされるギヤが既に入っていると仮定する。ギヤを入れる過程は図6～9に基づいて付加的に説明する。図において、次のように簡単化されている：

- ギヤシフト操作中車両は加速されなかった。

【0036】— 持続スリップの開始時に回転数変化によるエンジンのトルク変化はなかった。

- 牽引走行下でのギヤシフト操作中にエンジン回転数変化によるトルク変化はなかった。

図2は牽引走行中のシフトアップを示している。すなわち、エンジンは正のトルクを変速機に供給する。先ず最初に、低速のギヤのクラッチは静止摩擦状態であり、高いギヤは既に入っているが、所属のクラッチはまだ開放している。

【0037】静止摩擦状態にある、エンジン出力を伝達する低いギヤのクラッチのために、スリップ制御操作が行われる。そのために、クラッチがきわめて小さなスリップで滑るように、クラッチ接触圧力およびまたはクラッチストロークが低減される。このスリップはコントローラ機能（目標回転数設定）によって維持される。この場合、制御ユニットは、スリップ走行中エンジン回転数が変速機入力回転数よりも高いという事実から、エンジンが牽引走行中にあることを前もって推察することができる。今、高いギヤのクラッチはランプ状に（先ず最初

は制御されないで）閉じている。その際、高いギヤは増大するエンジントルクを受ける。同時に、スリップコントローラによって低いギヤのクラッチが同じ程度開放する。高いギヤがエンジン全トルクに達すると、低いギヤのクラッチは完全に開放する。

【0038】今や、低いギヤはトルク反応なしに、すなわち快適性を犠牲にしないで、ドライブトレインから外れることができる。しかし、エンジがまだ低いギヤの回転数レベルにあるので、回転数を高いギヤのレベルまで下げなければならない。それによって、その都度他のクラッチが静止摩擦状態に移行することができる。そのために、フライホイールに蓄えられたエネルギーを低減しなければならない。これは高いギヤのクラッチのトルクを一時的に制御して高めることによって達成される。トルク急上昇を避けるために、適当な回転数経過を選定しなければならない。そのための方法は技術水準によって知られている。

【0039】図2に基づいて説明した方法は請求項1に一致している。その代わりに、請求項2に従って制御方法を変えることができる。図2はクラッチ操作のための本発明による方法を示しているが、図6は図2と同様に、“牽引走行中のシフトアップ”の場合について、同期リングを用いなくて、ギヤシフトを必要とするギヤをどのようにして入れることができるかを示している。

【0040】エンジンは出発状態で先ず最初に、低いギヤの（高い）回転数で回転する。高いギヤにはまだ入っていない。その都度他のクラッチが開放しているので、関連する変速機入力軸は理想的な場合には回転しない。しかし実際には、ドラグトルクが避けられないので、この変速機入力軸は少しだけ回転する。高いギヤのクラッチは幾分閉じている。クラッチトルクによって、目標ギヤの自由回転する変速機入力軸の回転数が高められる。同期回転数に達すると、高いギヤが入れられる。高いギヤの同期回転数を上回ると、クラッチは再び完全に開放される。今や、ギヤが入れられる。

【0041】上記の代わりに、高いギヤの同期回転数を先ず最初に上回り、そしてクラッチが開放するようにしてもよい。続いて変速機入力軸が静止する際に、この変速機入力軸は高い回転数から再び同期回転数に達する。停止が迅速に行われなときには、摩擦ブレーキを使用することができる。この摩擦ブレーキは付加的な同期補助手段として使用可能である。

【0042】図3～7は惰性走行中のシフトアップの状態を示している。図3に示すように、低いギヤのクラッチが先ず最初に閉じ、高いギヤが入れられるがしかし、それに所属するクラッチはまだ開放している。エンジンは負のトルクを供給する。すなわち、エンジンはエンジンブレーキとして作動する。前述のシフト操作の場合に既に説明したように、低いギヤのクラッチは滑り状態となる。すなわち、クラッチ接触圧力およびまたはクラッ

チストロークは、クラッチが小さなスリップ状態で滑るまで（同期回転数50回転/分）まで、低減される。

【0043】低いギヤのクラッチ — そのとき滑り摩擦状態にある — がエンジントルク全部を伝達する。惰性走行中エンジン回転数が低いギヤの入力軸回転数よりも低いという事実により、装置は、エンジンが惰性走行中にあることを推定することができる。惰性走行中、一方のクラッチ、すなわち低いギヤのクラッチが先ず最初に制御されて開放する。その際、エンジン回転数が低下する。なぜなら、ブレーキ作用が無くなるからである。そして、一方のクラッチのスリップコントローラが作動し、エンジン回転数を高いギヤの回転数のすぐ下の回転数（目標回転数）に調節する。

【0044】スリップコントローラは低いギヤのクラッチのために、高いギヤの回転数のすぐ下の回転数を保持する。そのとき、高いギヤのクラッチはランプ（傾斜路）状に閉じる。それによって、低いギヤのスリップコントローラは益々開放する。低いギヤのクラッチが完全に開放すると、このギヤを外すことができる。高いギヤのクラッチは静止摩擦状態までランプ状の閉じる。

【0045】図7のギヤ入れ操作は図6と同様に行われる。図4、8は“惰性走行中のシフトダウン”の場合の状態を示している。この運転状態のために（およびこの運転状態だけのために）、図1に略示した付加的な同期装置を使用する必要がある。シフトダウン時に、エンジン管理装置を介してエンジン回転数を高めないで、その都度の変速機入力軸 $E_1$  または $E_2$  を必要な回転数に加速できるようにするために、摩擦ホイール機構 $RG_1$ 、 $RG_2$  が設けられている。この摩擦ホイール機構はそれぞれ、変速機入力軸 $E_1$  または $E_2$  を変速機被駆動軸Aに連結することができる。

【0046】各々の摩擦ホイール機構 $RG_1$ 、 $RG_2$  は、それぞれ変速機入力軸 $E_1$  または $E_2$  上に設けられた摩擦ホイールを備えている。この摩擦ホイールには参照符号 $2O_1$ 、 $2O_2$  が付けてある。同様に、2個の摩擦ホイールが被駆動軸に設けられている。この摩擦ホイールには参照符号 $22_1$ 、 $22_2$  が付けてある。摩擦ホイール $2O_1$ 、 $2O_2$  または $22_1$ 、 $22_2$  の間にはそれぞれ一對の摩擦ホイールが設けられている。この摩擦ホイールは揺動可能な支持体上に配置されている。この付加的な摩擦ホイールは $23_1$ 、 $24_1$ ； $23_2$ 、 $24_2$  で示してある。

【0047】揺動可能な摩擦ホイール対が摩擦連結状態から外へ揺動すると、それぞれの変速機入力軸と被駆動軸が互いに自由に回転する。例えば、図4に示した実施の形態において、第4のギヤが接続され、出発状態になると仮定すると、第3のギヤにシフトダウンする際に、変速機入力軸 $E_2$  を加速しなければならない。なぜなら、第3のギヤでは第4のギヤよりも高い回転数レベルが必要であるからである。これは摩擦ホイール機構をR

$G_2$  を閉じることによって行うことができる。対のホイール $23_2$  /  $24_2$  が揺動して摩擦連結されるので、自動車の全部の回転—慣性トルクによって被駆動軸に変更されて供給される（ $J_{RED, KFZ}$ ）。被駆動軸のトルクは、回転数が目標ギヤの同期回転数のすぐ上に達するまで、変速機入力軸 $E_2$  を加速するために使用可能である。対のホイールは摩擦位置から外れ、徐々に停止する変速機入力軸 $E_2$  は同期回転数を通過するときにシフトすることができる。

【0048】惰性走行中、すなわち負のエンジントルク（エンジンブレーキ）の際に、奇数のギヤから偶数のギヤにシフトダウンするときに、摩擦ホイール機構 $RG_1$  が同様に使用される。そのために、変速機入力軸 $E_1$  を加速しなければならない。その一例は、下り走行時の第3のギヤから第2のギヤへのシフトダウンである。惰性走行中のシフトダウン時のシフト操作はその他の点では、牽引走行中のシフトアップの場合と同じである。

【0049】その際、両主請求項に従って、その都度クラッチ $K_1$ 、 $K_2$  のための逆の制御方法も考えられる。図5、9は最後に考えられるケース、すなわち牽引走行中のシフトダウンを示している。図5に示すように、高いギヤのクラッチが閉じ、すなわち静止摩擦状態にあり、低いギヤが入っておらず、そのクラッチが開放して、エンジンは正のトルクを供給する。すなわち、車両を駆動する。そのとき、高いギヤのクラッチのために、スリップコントローラが作動する。

【0050】高いギヤのクラッチはそのとき滑り摩擦状態にあり、エンジントルク全部を伝達する。惰性走行中のエンジン回転数が変速機軸回転数よりも高いという事実により、装置はエンジンが牽引走行中にあることを推測する。クラッチは先ず最初にランプによって制御されて開放する。その際、エンジン回転数が上昇する。そして、一方のクラッチのスリップコントローラが次のように作動する。すなわち、エンジン回転数が低いギヤのすぐ上の回転数に調節されるように作動する。

【0051】高いギヤのクラッチ（この“一方の”クラッチ）がランプ状に開放するかまたは制御されて開放するので、エンジン回転数が上昇し、低いギヤのクラッチ（“他方の”クラッチ）が関連する変速機入力軸をエンジン回転数に調節することができる。同期回転数に達すると、図9に従い低いギヤが入る。スリップコントローラは高いギヤのクラッチの回転数を、低いギヤの同期回転数（目標回転数）のすぐ上に保持する。低いギヤのクラッチはそのときランプ状に閉じる。それによって、持続スリップコントローラは高いギヤのクラッチを益々開放する。高いギヤのクラッチが完全に開放すると、このギヤは外れる。低いギヤのクラッチは静止摩擦状態までランプ状に更に閉じる。

【0052】上記のシフトの4つの基本方法のほかに、これらの方法を混合してシフトすることができる。例え

ば、“牽引走行から惰性走行時のシフトダウン”の特殊な場合、上記の同期装置を利用しなければならない。図10は後退ギヤを使用した本発明による同期装置の実施の形態を示している。被駆動軸Aで低減されて自動車全体の回転慣性トルクによって供給され、変速機入力軸 $E_2$ または変速機入力軸 $E_1$ の加速のために使用される、被駆動軸Aから供給されたトルクは、後退ギヤRの歯車28を介して、回転方向逆転のために使用されるピニオン30の伝達される。ピニオンに連結された軸32は2個の摩擦ホイール25<sub>1</sub>、25<sub>2</sub>を支持している。回転方向逆転が既に行われているので、摩擦ホイール20<sub>1</sub>または20<sub>2</sub>を介してその都度選択された変速機軸を加速するために、摩擦ホイール23<sub>1</sub>または23<sub>2</sub>だけしか必要でない。揺動可能な摩擦ホイール23<sub>1</sub>、23<sub>2</sub>は共通の軸に設けられている。駆動する摩擦ホイール25<sub>1</sub>、25<sub>2</sub>はクラッチのために役立つ摩擦ホイール23<sub>1</sub>、23<sub>2</sub>と同様に、それぞれ1個のロール、すなわち円筒状の摩擦ホイールにまとめることができる。

【0053】図10に従って形成された実施の形態により、構造スペースが節約される。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】同期装置を備えた本発明によるツインクラッチ式変速機の構造を概略的に示す図である。

【図2】牽引走行中のシフトアップのためのエンジン回転数、変速機入力回転数、エンジントルク、変速機入力トルクおよび変速機出力トルクの経過を示すグラフである。

【図3】惰性走行中のシフトアップのためのエンジン回転数、変速機入力回転数、エンジントルク、変速機入力トルクおよび変速機出力トルクの経過を示すグラフであ

る。

【図4】惰性走行中のシフトダウンのためのエンジン回転数、変速機入力回転数、エンジントルク、変速機入力トルクおよび変速機出力トルクの経過を示すグラフである。

【図5】牽引走行中のシフトダウンのためのエンジン回転数、変速機入力回転数、エンジントルク、変速機入力トルクおよび変速機出力トルクの経過を示すグラフである。

【図6】ギヤの接続を付加的に考慮した図2と同様なグラフである。

【図7】ギヤの接続を付加的に考慮した図3と同様なグラフである。

【図8】ギヤの接続を付加的に考慮した図4と同様なグラフである。

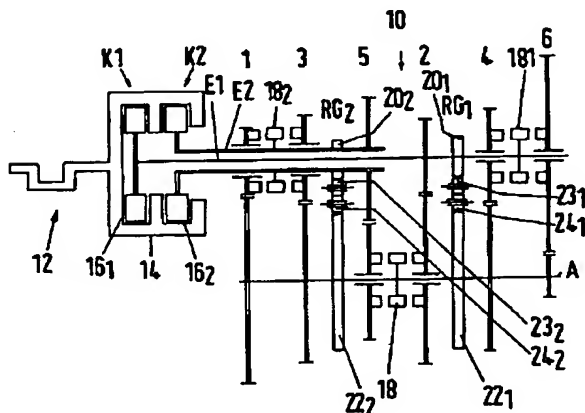
【図9】ギヤの接続を付加的に考慮した図5と同様なグラフである。

【図10】回転方向を決める後退ギヤのピニオンが付加的に連結配置されている、本発明による同期装置の他の実施の形態を示す図である。

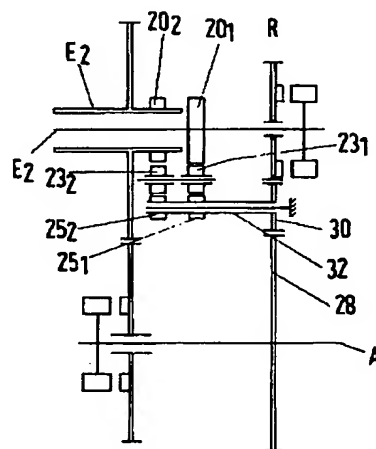
#### 【符号の説明】

10	ツインクラッチ式変速機
20 <sub>1</sub> 、20 <sub>2</sub> 、22 <sub>1</sub> 、22 <sub>2</sub>	
23 <sub>1</sub> 、23 <sub>2</sub> 、24 <sub>1</sub> 、24 <sub>2</sub>	摩擦ホイール
25 <sub>1</sub> 、25 <sub>2</sub>	
30	ピニオン
32	軸
A	変速機被駆動軸
E <sub>1</sub> 、E <sub>2</sub>	変速機入力軸
K <sub>1</sub> 、K <sub>2</sub>	摩擦クラッチ

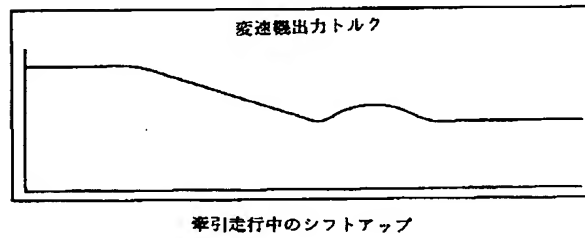
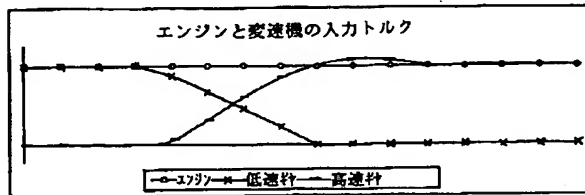
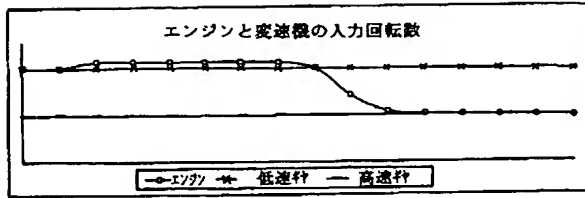
【図1】



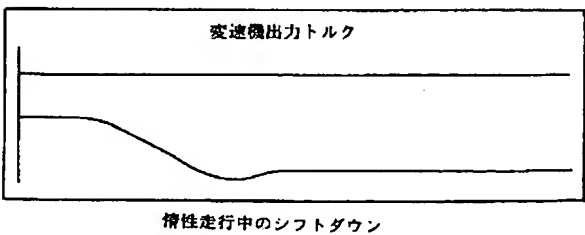
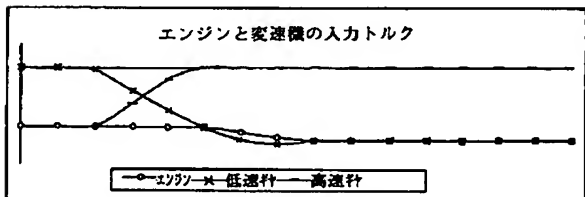
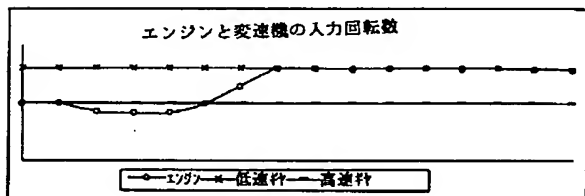
【図10】



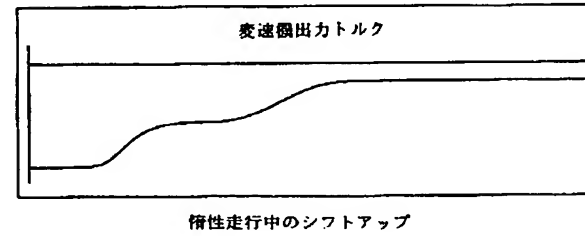
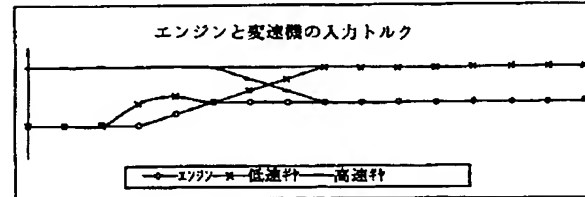
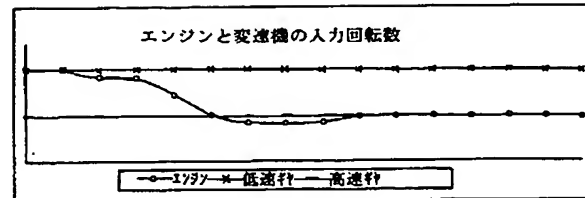
【図2】



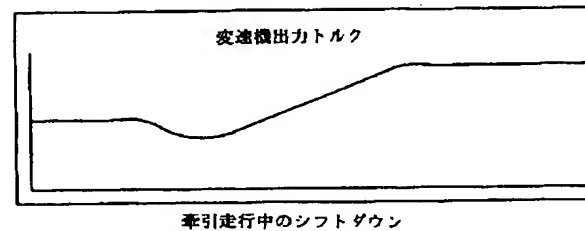
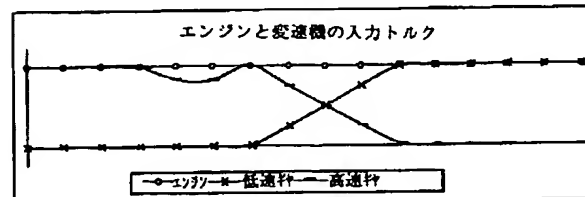
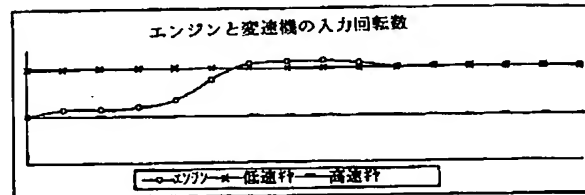
【図4】



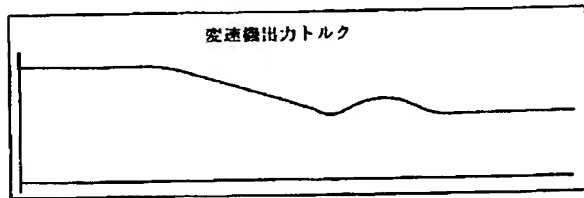
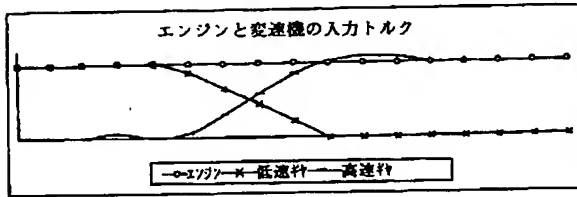
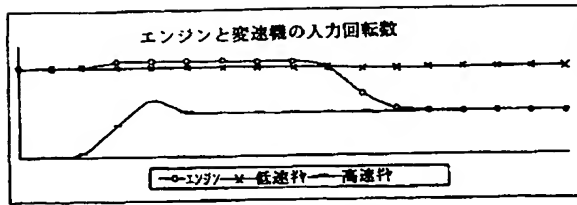
【図3】



【図5】

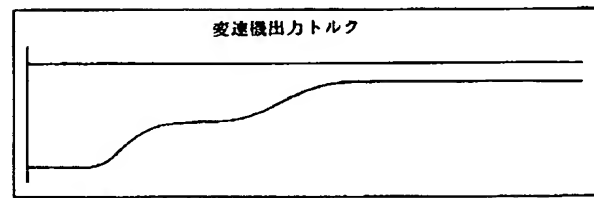
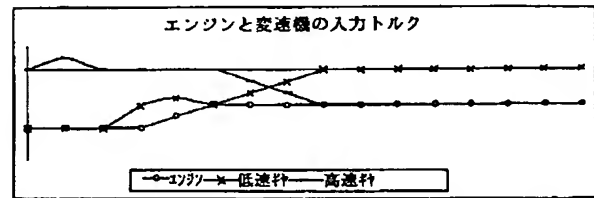
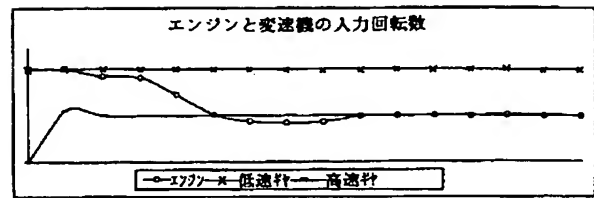


【図6】



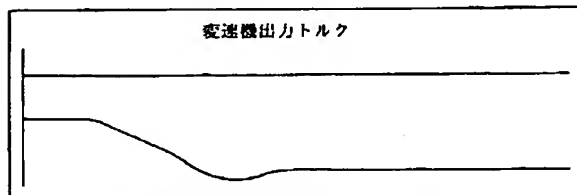
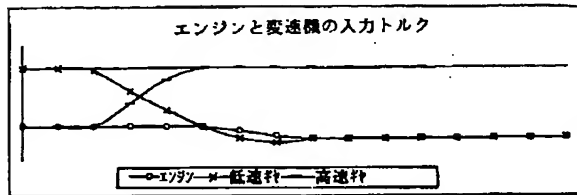
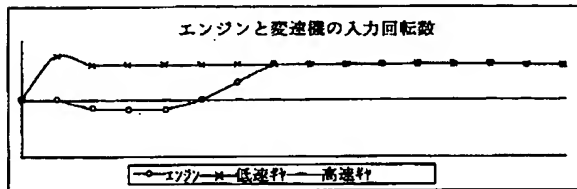
牽引走行中のギヤかみ合いとシフトアップ

【図7】



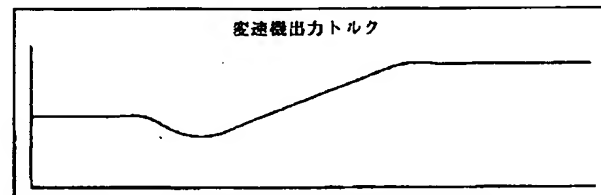
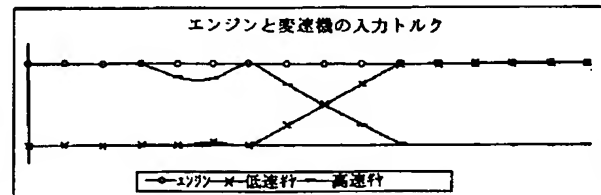
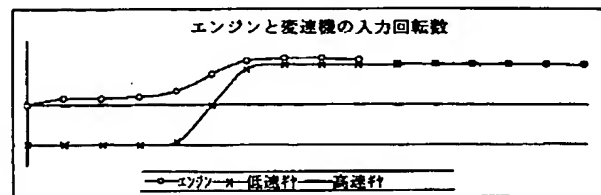
惰性走行中のギヤかみ合いとシフトアップ

【図8】



惰性走行中のギヤかみ合いとシフトダウン

【図9】



牽引走行中のギヤかみ合いとシフトダウン

フロントページの続き

(72)発明者 ベルント・カベルマン  
ドイツ連邦共和国、38176 ヴェンデブル  
クー ノイブリュック、ハイデヴェーク、  
4

(72)発明者 ラインホルト・ハーク  
ドイツ連邦共和国、38106 ブラウンシュ  
ヴァイク、ツェッペリンストラッセ、6